

29.10.2004

日本国特許庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 2003年12月26日  
Date of Application:

REC'D 23 DEC 2004

WIPO

PCT

出願番号 特願2003-431887  
Application Number:

[ST. 10/C]: [JP 2003-431887]

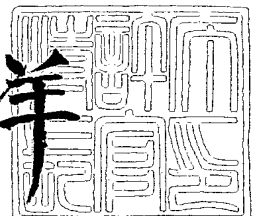
出願人 株式会社ゼクセルヴァレオクライメートコントロール  
Applicant(s):

PRIORITY DOCUMENT  
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN  
COMPLIANCE WITH  
RULE 17.1(a) OR (b)

2004年12月13日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

小川 洋



【書類名】 特許願  
【整理番号】 PA-106800  
【提出日】 平成15年12月26日  
【あて先】 特許庁長官殿  
【国際特許分類】 F28F 9/02  
【発明者】  
    【住所又は居所】 埼玉県大里郡江南町大字千代字東原 3 9 番地 株式会社ゼクセル  
                        ヴァレオクライメートコントロール内  
    【氏名】 高野 明彦  
【特許出願人】  
    【識別番号】 500309126  
    【氏名又は名称】 株式会社ゼクセルヴァレオクライメートコントロール  
【代理人】  
    【識別番号】 100069073  
    【弁理士】  
    【氏名又は名称】 大貫 和保  
【選任した代理人】  
    【識別番号】 100102613  
    【弁理士】  
    【氏名又は名称】 小竹 秋人  
【手数料の表示】  
    【予納台帳番号】 058931  
    【納付金額】 21,000円  
【提出物件の目録】  
    【物件名】 特許請求の範囲 1  
    【物件名】 明細書 1  
    【物件名】 図面 1  
    【物件名】 要約書 1  
    【包括委任状番号】 0014716

## 【書類名】 特許請求の範囲

## 【請求項 1】

一対のタンクと、この一対のタンク間に配置される複数のチューブと、これらのチューブ間に介在するフィンとから構成され、前記チューブの長手方向に沿った両側の開口端部位を前記タンクに形成される挿入孔に挿入することで前記一対のタンク同士が連通されると共に、前記タンクの軸方向から見た前記チューブの所定部位の幅が前記タンクの通路断面の相当直径よりも大きい熱交換器において、

前記タンクの通路断面の相当直径を  $D_t$ 、冷媒入口から前記各チューブの開口端に到達するまでの最長経路の寸法を  $L$  とした場合に、 $15 \leq L/D_t \leq 42$  としたことを特徴とする熱交換器。

## 【請求項 2】

前記タンク内の流路面積を  $S$  とした場合に、 $20 \text{ mm}^2 \leq S \leq 50 \text{ mm}^2$  としたことを特徴とする請求項 1 に記載の熱交換器。

## 【請求項 3】

前記タンク内の流路面積を  $S$ 、前記タンクの内周の周長の寸法を  $P$ 、周長の寸法が  $P$  である場合の円の面積を  $S_c$  とした場合に、 $S \geq S_c \times 0.7$  であることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の熱交換器。

## 【請求項 4】

前記チューブのうち長手方向の中央部位にあつては、前記タンクの軸方向から見た幅が通風方向から見た幅よりも広く、両側の開口部位にあつては、通風方向から見た幅が前記タンクの軸方向から見た幅よりも広くなるように、前記チューブがねじられた構造をなしていることを特徴とする請求項 1、2 又は 3 に記載の熱交換器。

【書類名】 明細書

【発明の名称】 熱交換器

【技術分野】

【0 0 0 1】

この発明は、冷凍サイクル、特に高圧冷媒を用いた冷凍サイクル一部を構成する熱交換器であって、一对のタンクと複数のチューブとを連通して構成されるものに関する。

【背景技術】

【0 0 0 2】

一对のタンクを複数の扁平状のチューブで連通する構成の熱交換器は、しばしば高圧冷媒を冷却するコンデンサ等として用いられるが、このような熱交換器としては、タンクに形成されたチューブ挿入孔に扁平チューブの端部を挿入してろう付けする接合構造を採択し、かつチューブ挿入孔は扁平チューブの相対的に広い面積側の面が隣接する扁平チューブに向くようにタンクの径方向に沿って延びて開口しているものが公知である（例えば特許文献 1 及び特許文献 2 を参照。）。すなわち、タンクの内径寸法は、タンクの軸方向から見たチューブの幅（以下、チューブ幅と略す。）と等しいかそれよりも大きい寸法を有していた。

【0 0 0 3】

ところが、上記の様に、タンクの内径寸法を、前記チューブ幅と等しいかそれよりも大きい寸法とした場合には、冷媒として CO<sub>2</sub> 冷媒等の高圧冷媒を用いたときに、タンクの強度を高めるために側壁の肉厚を厚くするにあたり、当該タンクの外形寸法を相対的に大きくする必要があるので、熱交換器が不必要に大型化し、重量増となるという不具合が考えられる。

【0 0 0 4】

これに対し、特許文献 3 のように、タンクに対し軸方向に沿って延びる流通部と共に連通部を形成し、この連通部を流通部からチューブ挿入孔部位にかけてチューブ幅と同等になるまで暫時広がる形状とすることで、チューブ幅に対しタンクの流通部の内径寸法が小さくなるようにしたものが考えられている。

【特許文献 1】 特開平 8 - 1 4 5 5 9 1 号公報

【特許文献 2】 特開 2 0 0 1 - 1 3 3 0 7 6 号公報

【特許文献 3】 特開 2 0 0 3 - 3 1 4 9 8 7 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0 0 0 5】

しかしながら、特許文献 3 に示すような構造では、例えばチューブから連通部を介して流通部に冷媒が流れる際に、連通路が絞りととなり、且つ、流路部の流路断面積が相対的に狭いので冷媒の流れがほぼ一点に集中して、冷媒が円滑に流通部内に流れず流路抵抗を生じ、これに伴って冷媒分配性が悪化し、熱交換器の効率が悪化することが想定される。

【0 0 0 6】

すなわち、チューブ幅に対しタンクの内径寸法が小さいタイプの構造を採択した熱交換器の着想のみでは、タンクの細径化、軽量化が過ぎるなどの構造的な面から、冷媒分配性が悪化し、熱交換器の効率が悪化することも考えられる。

【0 0 0 7】

そこで、本発明は、チューブ幅に対しタンクの内径寸法を小さくした熱交換器の構造としつつ、更に、冷媒分配性の維持とタンクの小型化、軽量化とを両立することができる熱交換器の数値関係をも提供することを目的とするものである。

【課題を解決するための手段】

【0 0 0 8】

本発明に係る熱交換器は、一对のタンクと、この一对のタンク間に配置される複数のチューブと、これらのチューブ間に介在するフィンとから構成され、前記チューブの長手方向に沿った両側の開口端部位を前記タンクに形成される挿入孔に挿入することで前記一对

のタンク同士が連通されると共に、前記タンクの軸方向から見た前記チューブの所定部位の幅が前記タンクの通路断面の相当直径よりも大きい熱交換器において、前記タンクの通路断面の相当直径を  $D_t$ 、冷媒入口から前記各チューブの開口端に到達するまでの最長経路の寸法を  $L$  とした場合に、 $15 \leq L/D_t \leq 42$  としたことを特徴とする（請求項 1）。前記タンクの軸方向から見た前記チューブの所定部位とは、前記チューブがねじられた構造をなしている場合には、チューブのうち長手方向の中央部位にあっては、タンクの軸方向から見た幅が通風方向から見た幅よりも広い部位で、両側の開口部位にあっては、通風方向から見た幅がタンクの軸方向から見た幅よりも広い部位である。

#### 【0009】

そして、この発明に係る熱交換器は、前記タンク内の流路面積を  $S$  とした場合に、 $20 \text{ mm}^2 \leq S \leq 50 \text{ mm}^2$  としたことを特徴としている（請求項 2）。また、この発明に係る熱交換器は、前記タンク内の流路面積を  $S$ 、前記タンクの内周の周長の寸法を  $P$ 、周長の寸法が  $P$  である場合の円の面積を  $S_c$  とした場合に、 $S \geq S_c \times 0.7$  であることを特徴としている（請求項 3）。更にまた、前記チューブのうち長手方向の中央部位にあっては、前記タンクの軸方向から見た幅が通風方向から見た幅よりも広く、両側の開口部位にあっては、通風方向から見た幅が前記タンクの軸方向から見た幅よりも広くなるように、前記チューブがねじられた構造をなしている（請求項 4）。

#### 【発明の効果】

##### 【0010】

請求項 1 に記載の発明によれば、チューブ幅に対しタンクの内径寸法を小さくした熱交換器に対し、優れた冷媒分配性とタンクの外形寸法の小型化、軽量化との両立を図るための数値関係を提供することができる。

##### 【0011】

特に、請求項 2、3 に記載の発明によれば、タンクに対し圧損率及び耐圧性について許容することができる流路面積を備えたタンクを提供することができる。

##### 【0012】

特に、請求項 4 に記載の発明によれば、タンクに形成されるチューブ挿入孔も、当該タンクの径方向に沿った幅よりも軸方向に沿った幅の方が広い開口形状とすることが可能であるので、チューブの中央側部位のタンク軸方向側から見た幅は、タンクの径方向に沿った内幅よりも大きくすることが可能となる。しかるに、 $\text{CO}_2$  冷媒などの高圧冷媒を用いるにあたって、タンクに対して、その外形状を大きくせずに側面の肉厚を相対的に厚くするために流入室・流出室の内幅を小さく細径化するにあたり、このような目的を達成することのできるタンクの寸法設定を採っても、チューブの中央側部位のタンク軸方向側から見た幅は、その影響を受けることがない。よって、チューブは、冷媒の冷媒通路内の通過において通路抵抗（圧損率）の小さい寸法を確保することができる。

#### 【発明を実施するための最良の形態】

##### 【0013】

以下、この発明の実施形態を図面により説明する。

##### 【0014】

図 1 から図 4 に示される熱交換器 1 は、例えば車両用空調装置の冷凍サイクルであって  $\text{CO}_2$  冷媒などの高圧冷媒を用いたものの一部を構成するコンデンサとして用いられるものである。この熱交換器 1 は、一対のタンク 2、3 と、この一対のタンク 2、3 を連通する複数のチューブ 4 と、このチューブ 4 間に挿入接合されたコルゲート状のフィン 5 とを有して構成されている。そして、この熱交換器 1 は、通常のものにあっては、タンク 2、3 が図 1（b）に示されるように上下に延びるように配置され、紙面に対して垂直に流れる空気がフィン 5 を通過するようになっている。

##### 【0015】

このうち、タンク 2、3 は、ろう材をクラッドしたアルミ材を筒状に押出成形してヘッダ本体 2 a、3 a を形成し、このヘッダ本体 2 a、3 a の両端開口部を蓋体 6 によって閉塞して成るもので、チューブ 4 を挿入するチューブ挿入孔 7 がその長手方向に沿って多数

形成されている。なお、各チューブ挿入孔 7 の形状は後述する。また、タンク 2、3 のヘッダ本体 2 a、3 a の肉厚は、CO<sub>2</sub> 冷媒などの高圧冷媒を用いるので、通常のものより肉厚よりも相対的に厚くなっている。更に、タンク 2、3 は、この実施形態では、一方のタンク 2 に冷媒の熱交換媒体が流入する入口部 8 が、他方のタンク 3 に冷媒を流出する出口部 9 がそれぞれ形成されている。

#### 【0016】

尚、図示しないが、積層されたチューブ 4 とフィン 5 とによって構成される熱交換器 1 の積層方向の両端において、タンク 2、3 間に固定されることで配置されるエンドプレートをも有しても良い。

#### 【0017】

従って、入口部 8 から流入された冷媒は、この実施形態では、タンク 2 内の最上流側に入り、このタンク 2 内をその軸方向に沿って流れつつ当該タンク 2 内からチューブ 4 を通ってタンク 3 内に移動し、このタンク 3 内をその軸方向に沿って流れてその最下流側に至り、そこから出口部 9 を介して流出される。したがって、コンデンサとして用いられるこの熱交換器に流入される冷媒は、冷凍サイクルの圧縮機で圧縮されて相対的に高温高圧冷媒であり、チューブ 4 を通過する際にフィン 5 を通過する空気と熱交換することによって熱を放出し、相対的に低温低圧の冷媒となる。

#### 【0018】

これに対し、チューブ 4 は、CO<sub>2</sub> 冷媒などの高圧冷媒を用いるため、基本的形態については押出し成形により形成されるもので、特に図 2 に示される様に、その内部には一方の開口端から他方の開口端にかけて、例えば断面円状の冷媒通路 10 が複数並列して形成されている。このチューブ 4 は、図 3 及び図 4 に示されるように、その中央側部位 4 a においては、タンクの軸方向側から見た幅 T1 が通風方向側から見た幅 T3 よりもその寸法を大きくした扁平形状であるのに対し、開口端からその近傍までの部位である開口端部位 4 b においては、反対に、通風方向側から見た幅 T4 がタンクの軸方向側から見た幅 T2 よりもその寸法を大きくした扁平形状となっている。なお、幅 T1 と T4、幅 T2 と T3 とは略同じ寸法である。このようなチューブ 4 の幅 T1 と T3、T2 と T4 の比率の変化は、例えば、図 2 に示すように、チューブの中央側部位 4 a に対し開口端部位 4 b について、後加工で約 90 度の角度でひねりを加える形成を施すことにより生じているものである。

#### 【0019】

このような構成により、タンク 2、3 に形成されるチューブ挿入孔 7 も、その径方向に沿った幅よりも軸方向に沿った幅の方が広い開口形状とすることが可能であるので、チューブ 4 の中央側部位 4 a の幅 T1 及び開口端部位 4 b の幅 T4 は、図 3、図 4 に示すように、タンク 2、3 の通路断面の相当直径 D<sub>t</sub> よりも大きくすることが可能となる。すなわち、CO<sub>2</sub> 冷媒などの高圧冷媒を用いるにあたって、タンク 2、3 について、外形状を大きくせず側面の肉厚を相対的に厚くするために流入室・流出室の内幅を小さく細径化する必要があるところ、このようなタンク 2、3 の寸法設定によってもチューブ 4 の中央側部位 4 a の幅 T1 及び開口端部位 4 b の幅 T4 は、その影響を受けることがない。よって、チューブ 4 は、冷媒の冷媒通路 10 内の通過において通路抵抗（圧損率）の小さい幅 T1、T4 を確保することができる。

#### 【0020】

ところで、タンク 2、3 の設計上の数値であるが、CO<sub>2</sub> 冷媒などの高圧冷媒を用いるにあたって、以下のような値にするのが妥当である。

#### 【0021】

まず、最小チューブ流量を最大チューブ流量で割ったものを冷媒分配率とし、この数式で導き出された値を横軸とし、熱交換器 1 の性能を縦軸とし、更に熱交換器 1 の性能が MAX である場合の冷媒分配率を 1.0 とすることで、図 5 (b) に示すように、緩やかにやや上弦の円弧を描いて右上がりの特性線図が導き出される。そして、この特性線図によれば、熱交換器 1 の性能として許容される最低限度を前記 MAX に対し 90% とした場合

の冷媒分配率の数値は  $\alpha$  となる。

#### 【0022】

次に、前述の冷媒分配率を縦軸とし、冷媒入口となる入口部 8 の端部から各チューブ 4 の開口部へ到達するまでの寸法を  $L$  とし、タンク断面、すなわち、タンク 2、3 の通路断面の相当直径を前述の如く  $D_t$  とし、前記  $L$  を  $D_t$  で割って導き出された値を横軸とする。この場合、図 1 のように、入口部 8 がタンク 2 の軸方向の途中に配置されている場合に、入口部 8 の開口端から積層方向の最上部側のチューブ 4 の開口部までの最長経路寸法を  $L_1$ 、入口部 8 の開口端から積層方向の最下部側のチューブ 4 の開口部までの寸法を  $L_2$  とした場合に、 $L_1$  よりも  $L_2$  の方が数値として大きいときには、この  $L_2$  の数値を上記  $L$  の数値として用いる。これにより、図 5 (a) に示すように、途中まで緩やかに右下がりにより下降し、途中から相対的に急に右下がりにより下降する特性線図が導き出される。そして、この特性線図によれば、冷媒分配率が前述の  $\alpha$  である場合の  $L/D_t$  の数値は、4.2 となる。これに対し、冷媒分配率が 1 である場合の  $L/D_t$  の数値は 0 から 1.5 であるが、1.5 未満の範囲は、冷媒分配率が 1 のまま推移するので特に必要のない範囲であるから、数値 1.5 が導き出される。

#### 【0023】

以上により、タンク 2、3 は、冷媒分配性とタンク 2、3 の外形寸法の小型化、軽量化との両立を図るためには、入口部 8 の開口端から積層方向の最上部側のチューブ 4 の開口部までの最長経路寸法  $L$ 、及びタンク 2、3 の流入室・流出室の内幅の相当直径  $D_t$  について、 $L/D_t$  とした場合に、1.5 以上 4.2 以下の範囲の数値になるよう各々相対的に設定すべきとなる。

#### 【0024】

また、タンク 2、3 の形状は必ずしも円（真円）に限定されるものではないが、タンク 2、3 が円に対して潰れるにつれてその流入路、流出路の流路面積も円の場合よりも暫時減少するので、図 6 の一点鎖線に示される様に、 $CO_2$  冷媒などの高圧冷媒がタンク 2、3 内を流れる際の通路抵抗（圧損率）が相対的に高くなる。その一方で、同じく図 6 の実線に示されるように、タンク 2、3 が円に対して潰れるにつれて  $CO_2$  冷媒などの高圧冷媒に対する耐圧性も低くなる。このため、タンク 2、3 の円に対しての潰れ度を、円を 1 とした場合に 0.7 までとすることが、図 6 の 2 つの特性線図との関係で、タンク 2、3 の耐圧性、圧損率に対する許容性への限度として導き出される。

#### 【0025】

しかるに、タンク 2、3 の内周の周長の寸法を所定値  $P$  とし、周長の寸法が  $P$  である場合の円の面積を  $S_c$  とし、タンク 2、3 内の流路面積を  $S$  とした場合に、タンク 2、3 の流路面積  $S$  は、同じ周長の寸法が  $P$  である円である場合の流路面積  $S_c$  に 0.7 を掛けた値と等しいかそれよりも大きいことが好ましく、更に、この  $S$  の値は、 $20\text{ mm}^2$  よりも大きく  $50\text{ mm}^2$  よりも小さいことが望ましい。

#### 【0026】

尚、この実施形態では、チューブ 4 に対しねじり構造とした場合として説明したが必ずしもこれに限定されず、チューブ 4 の幅  $T_1$  ( $T_4$ ) がタンクの通路断面の相当直径  $D_t$  よりも大きいものであれば、上記数値は当てはまるものである。

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0027】

【図 1】図 1 は、この発明に係る熱交換器の概略構成が示されているもので、図 1 (a) は当該熱交換器を上面から見た概略断面図、図 1 (b) は、当該熱交換器を正面から見た概略断面図である。

【図 2】図 2 は、同上の熱交換器のチューブとタンクとの接続部分を示す要部拡大斜視図である。

【図 3】図 3 は、同上の熱交換器のチューブとタンクとの接続部分に対しタンク軸方向側から見た状態を示す断面図である。

【図 4】図 4 は、同上の熱交換器のチューブとタンクとの接続部分に対し通風方向側

方から見た状態を示す断面図である。

【図 5】図 5 は、同上の熱交換器におけるタンクの断面の相当直径の寸法で冷媒入口から前記各チューブの開口部に到達するまでの最長経路の寸法を割った際の数値の所定範囲を示すための特性線図である。

【図 6】図 6 は、同上の熱交換器におけるタンクの円に対する潰れ度を圧損率及び耐圧性への許容値として示すための特性線図である。

【符号の説明】

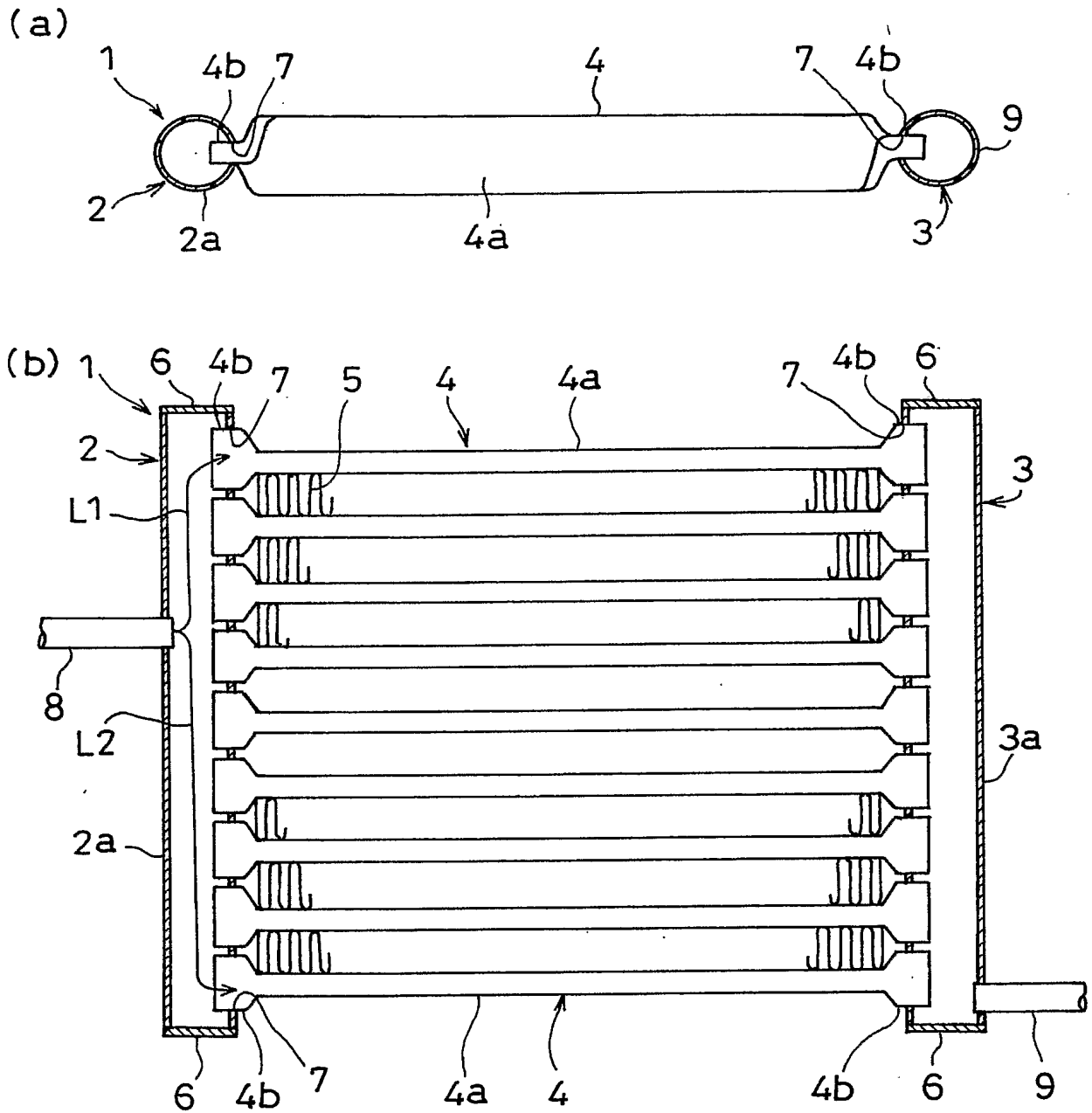
【 0 0 2 8 】

- 1 熱交換器
- 2 タンク
- 2 a ヘッダ本体
- 3 タンク
- 3 a ヘッダ本体
- 4 チューブ
- 4 a 中央側部位
- 4 b 開口端部位
- 5 フィン
- 6 蓋体
- 7 チューブ挿入孔
- 8 入口部
- 9 出口部
- 1 0 冷媒通路

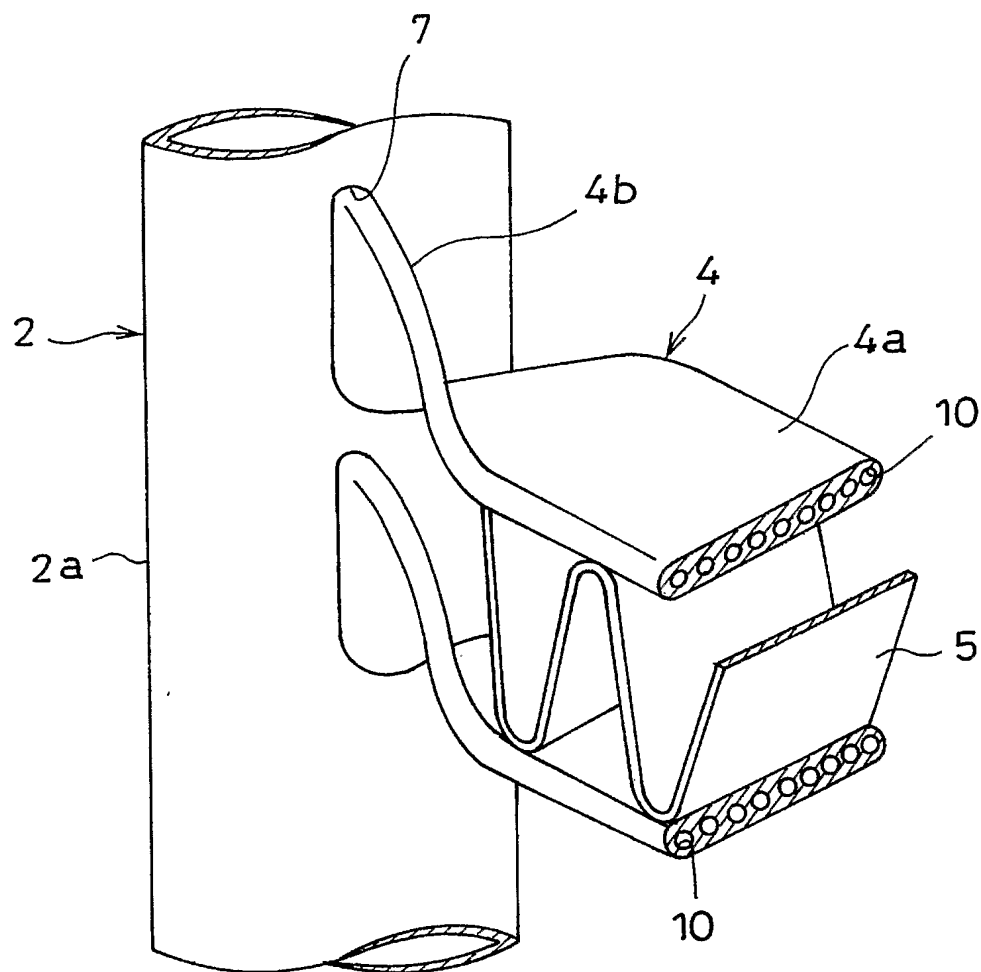


【書類名】 図面

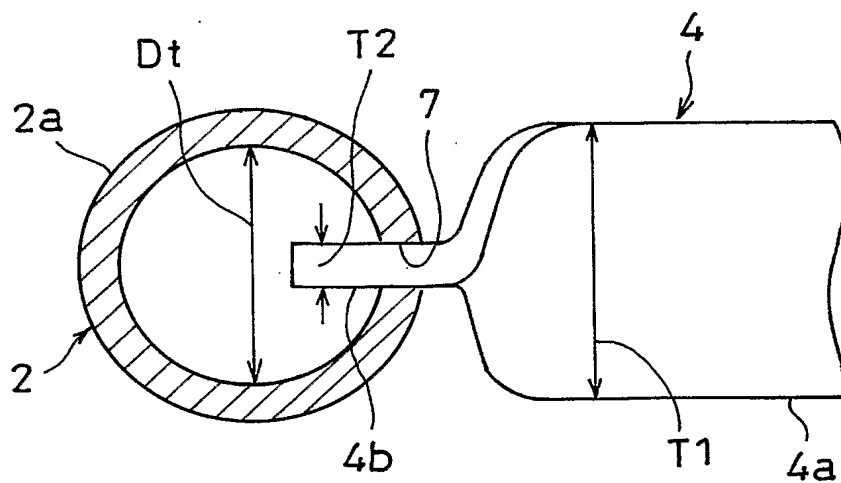
【図 1】



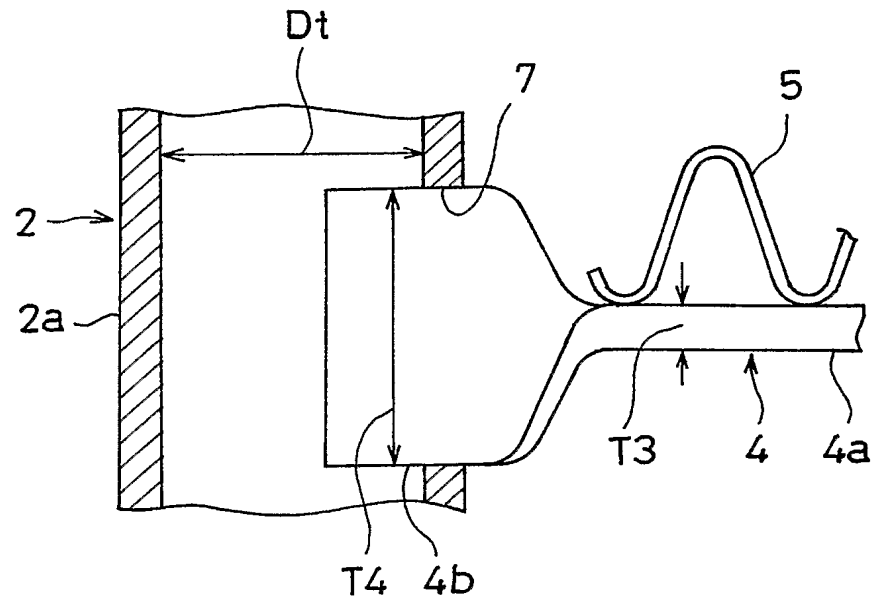
【図 2】



【図 3】

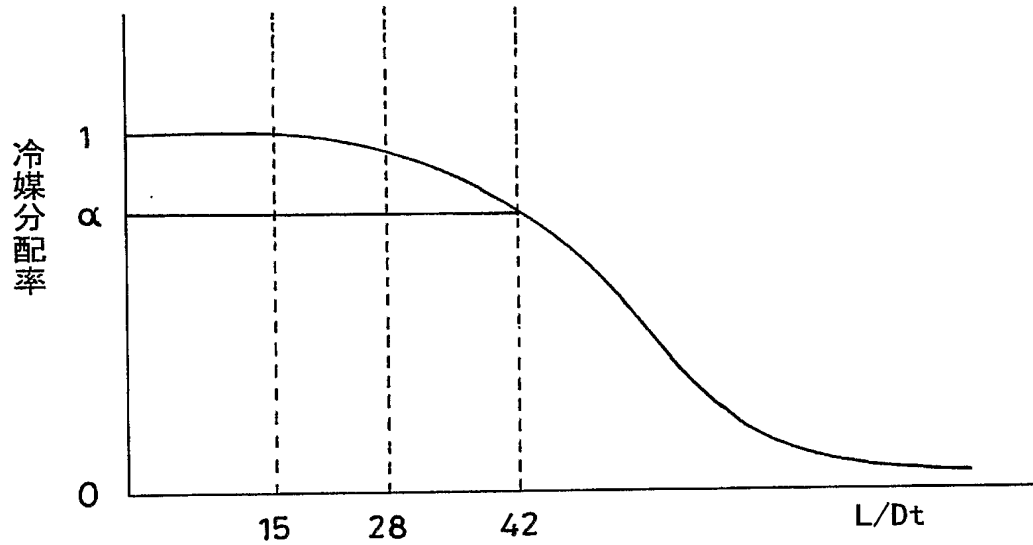


【図 4】



【図 5】

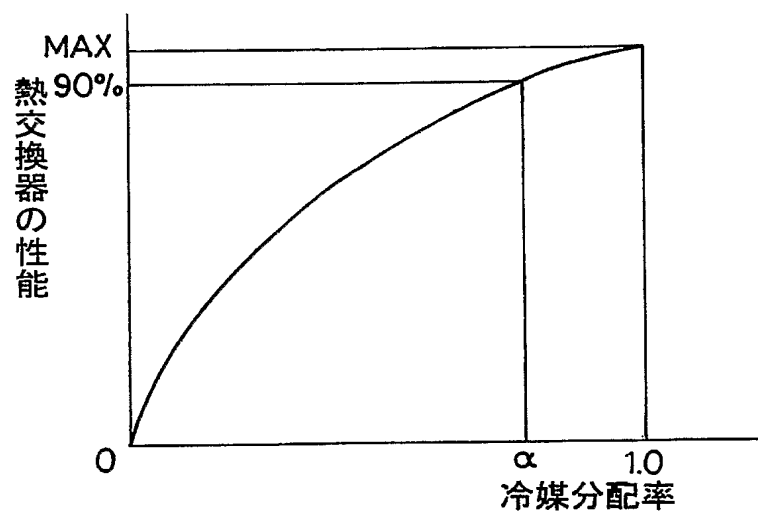
(a)



$L$ =冷媒入口から各チューブ開口部へ  
到達するまでの最長経路

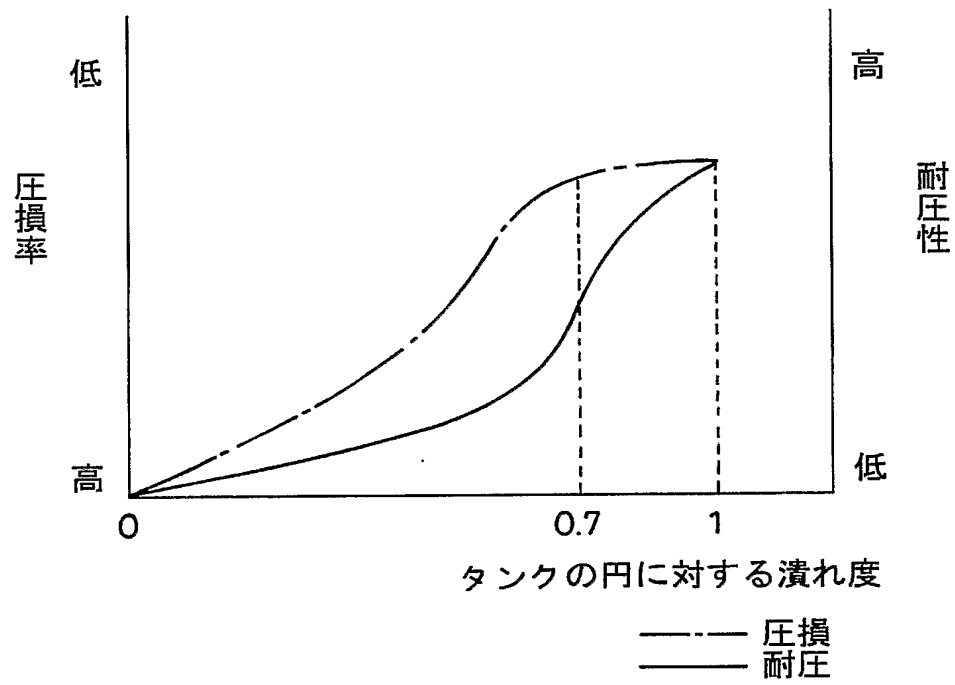
$Dt$ =タンク断面の相当直径

(b)



冷媒分配率=最小チューブ流量/最大チューブ流量

【図 6】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 チューブ幅に対しタンクの内径寸法を小さくするのに適した熱交換器の構造としつつ、更に、冷媒分配性の維持とタンクの小型化、軽量化とを両立することができる熱交換器の数値関係をも提供する。

【解決手段】 熱交換器は、チューブ幅に対しタンクの内径寸法を小さくしていると共に当該タンクの通路断面の相当直径を  $D_t$ 、入口部から前記各チューブの開口端に到達するまでの最長経路の寸法を  $L$  とした場合に、 $1.5 \leq L/D_t \leq 4.2$  となるように設定されている。

【選択図】 なし

特願 2 0 0 3 - 4 3 1 8 8 7

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[ 5 0 0 3 0 9 1 2 6 ]

1. 変更年月日

2 0 0 0 年 8 月 4 日

[変更理由]

名称変更

住 所

埼玉県大里郡江南町大字千代字東原 3 9 番地

氏 名

株式会社ゼクセルヴァレオクライメートコントロール